

# ステアリング評価用シミュレータの開発

## Development of Simulator for Evaluation of Steering Systems

瀬川雅也 M. SEGAWA 東 真康 M. HIGASHI 中野史郎 S. NAKANO  
小竹元基 M. SHINO 永井正夫 M. NAGAI

*Steering reaction torque is one important type of information for drivers since it has significant influence on vehicle maneuverability. Even with today's advanced simulation technology, however, it is very difficult to accurately simulate steering feeling. The purpose of this study is to develop a steering Hardware-in-the-Loop (HIL) simulator that can quantitatively evaluate steering systems. This simulator can control the force on the tie rod by means of an AC servomotor. Validity of this HIL simulator has been ascertained by comparing the simulation results with those obtained during actual vehicle testing.*

**Key Words:** steering system, evaluation, HILS, reaction torque

### 1. はじめに

ステアリングシステムの起源は蒸気自動車に搭載された、操舵棒で操作するティラー方式という方向転換装置であるとされている。技術の進歩とともにステアリングも発展を遂げ、1930年代には現在とほぼ同じ形式、すなわちステアリングホイール(ハンドル)を操作端とし、ボールねじやラック&ピニオンを減速機構として備え、ステアリングロッドによりタイヤに連結される形式となった<sup>1)</sup>。さらにパワーステアリングの普及とともに、軽快な操舵感と安全性への要求が高まり、車速感応型油圧反力機構などが開発された。環境保全や省エネの観点から、電動モータでアシスト力を電子制御する電動パワーステアリング(Electric Power Steering, 以下EPSと称す)も実用化されている<sup>2)3)</sup>。

ステアリングシステムの評価は、操舵感をはじめとした実車試験に至らないと明確にならない部分も多い。そこで実車試験に先駆けて行われる台上試験の段階で、より精度良くステアリングシステムの評価を行う事で、問題点の抽出、新たなシステム開発への迅速なフィードバックを行うことが可能となる。ステアリングシステムの評価は出力などの機械的性能はもちろん、操舵感をはじめとする官能性能も非常に重要であるため、台上試験機での評価精度向上には人間-車両系ループを再現する必要がある。ステアリングシステムには中間シャフトなどの機械要素をはじめ、電気系の動特性など通常モデル化されていないものも多い。すなわち実車における操舵感とは、路面からの

力をハンドルホイールに伝達する機械的要素の影響に加え、制御ユニットやアシストモータのさまざまな特性にも影響される。これらの要因により、一般に車両運動系で用いられている計算機シミュレーションのみでは実車試験レベルまでの評価精度向上が困難となる。

このため、本研究はこれらの要求を台上で実現可能とするステアリング評価用シミュレータの構築を目的としている。今回はステアリング評価用シミュレータの概要とシミュレータによる実験結果と実車試験結果の比較について報告する。

### 2. ステアリング評価用シミュレーション装置

実車試験における操舵感などの評価時に、試験者はハンドルホイール入力に対する路面からの伝達トルクや車両運動を感じていることが予測される。このため、台上でステアリング評価を行うには実車試験時と同じように、運転者へのトルク、車両運動を伝える必要がある。しかしながら、現在のところ実車試験時に運転者が感じているトルク、車両挙動のすべてを、的確に伝達可能なシミュレーション装置は存在しない。このため、これらの一部を試験者に伝達することにより、実車試験の一部を台上試験レベルで実施しようとさまざまな取組みがなされている。

当社ではステアリング評価を目的としたさまざまなシミュレーション装置の開発を行ってきたが、これらは次の二つに大別される。一つは図1に示されるような主に運転者の人間特性を評価す

るためのドライビングシミュレータ，もう一つはステアリング実機の特性を評価するためのステアリング実機搭載型シミュレータ(以下ステアリングシミュレータと称す)である．ドライビングシミュレータはステアリング制御ロジックの検証に有効であるが，ステアリングシステム自体の評価は困難である．本研究ではステアリングシステムを台上で簡便に評価可能なステアリング評価用 Hardware-in-the-Loop(以下HILと称す)シミュレータ<sup>4)</sup>の開発を行った．



図1 ドライビングシミュレータ  
Driving simulator

### 3. ステアリングHILシミュレータ

#### 3.1 シミュレータ概要

ステアリング性能はアシスト特性に代表される制御ロジックやモータなどの電気的特性，さらには摩擦や粘性などの機械的特性などのさまざまな要素に影響されている．このためステアリングの評価はステアリング制御器(以下ステアリングECUと称す(Electrical Control Unit))，ステアリングコラム，およびステアリングギヤなど全ての構成要素を考慮に入れて行う必要がある．このことから，シミュレータへはステアリングコラム，ステアリングギヤなどの機械系要素に加え，ステアリングECUを搭載した．図2に示すように評価者がハンドル操作を行う場合，入力端はステアリングホイールであり，出力端はステアリングタイロッドとなる．本シミュレータで操舵反力を模擬するためには，タイロッドに力を加え，ステアリングギヤを介してステアリングホイールへ伝えなければならない．このため本研究ではステアリングタイロッドにかかる力(以下軸力と称す)を再現し，ステアリングの機械系，電気系要素を実機として搭載することにより，ステアリングをシステムレベルで評価可能なシミュレータの構築を目標とした．運転者が走行中にステアリングホイールを通じて感じるトルクを付加するため，シミュレータ制御用PC内に導入した車両モデルを用

い，リアルタイムで前輪の横滑り角からセルフライニングトルクを算出し，これにより求められた軸力を再現するようサーボモータへ指令する．

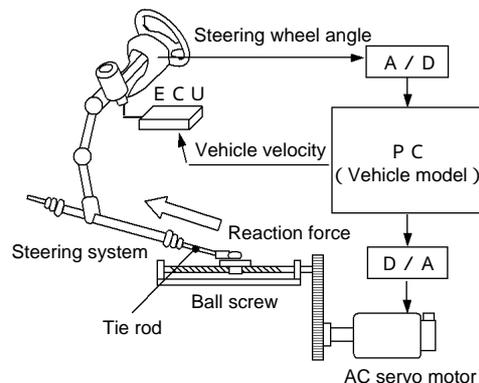


図2 HILシミュレータ概要

Description of steering HIL simulator

本シミュレータでは実車走行環境を再現するため，ステアリングECUへ模擬する車体速度情報を与えている．

シミュレーション対象にはステアリングコラム軸にアシストモータを搭載したコラムタイプEPSを用いた．また，本報では走行時と軸力の発生メカニズムが異なる車両停止時の据切り操舵については再現対象としていない．

#### 3.2 搭載モデル

本研究ではステアリング評価用シミュレータという点から，PC内でのシミュレーションが複雑とならないよう低自由度の車両モデルを採用した．このため，図3に示すような，横方向，ヨー方向およびロール方向の3自由度を考慮した等価二輪モデルを用いた<sup>5)6)</sup>．

車両重心点回り，ロール軸回りの運動方程式をそれぞれ以下に示す．ただし，x，z方向に関する慣性乗積を0とする．

$$mV(\dot{b} + c) - m_s h_s \ddot{u} = 2F_l + 2F_r \tag{1}$$

$$I_c \dot{c} = 2l_f F_l - 2l_r F_r \tag{2}$$

$$I_s \ddot{u} - m_s h_s V(\dot{b} + c) = (-K_u + m_s g h_s) u - C_u \dot{u} \tag{3}$$

本研究では，タイヤの横滑り角は微小とし，タイヤの横滑り角に対してタイヤ横力が線形な特長を有するモデルを用いた．また，タイヤの横滑り角からタイヤの横力が発生するまでのタイヤ横変位の動特性を考え，以下の式を用いた<sup>7)</sup>．

$$\frac{C_f}{kV} \dot{F}_f + F_f = C_f b_f \tag{4}$$

$$\frac{C_r}{kV} \dot{F}_r + F_r = C_r b_r \tag{5}$$

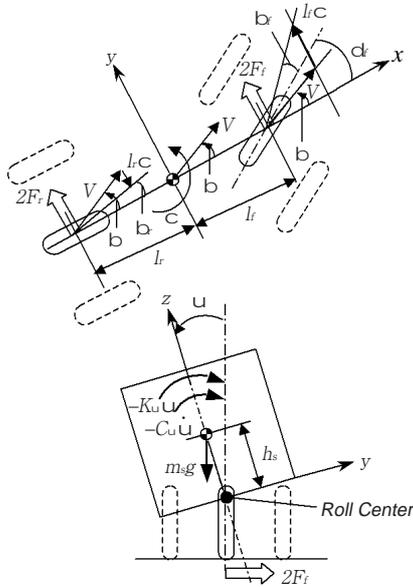


図3 解析モデル

Analytical vehicle model

また、次に幾何学的関係より前輪・後輪の横滑り角をそれぞれ示す。

$$b_f = \frac{l_f}{V} c - d_f - a_f \quad (6)$$

$$b_r = \frac{l_r}{V} c - a_r \quad (7)$$

$\delta_f, \delta_r$  は前輪・後輪のロールステアであり、それぞれ以下の式で表される。

$$\delta_f = \delta_1 \quad (8)$$

$$\delta_r = \delta_2 \quad (9)$$

ただし、 $\delta_1, \delta_2$  は単位ロール角あたりのロールステア量、すなわち、ロールステア係数である。今回、この値は、前輪と後輪のロールステアがロール角に対して線形的に変化すると仮定し定数とした。

運転者が操舵反力として感じるセルフアライニングトルクは、タイヤ接地面での回転中心とタイヤに発生する横力の力点位置の差によって生じる。ステアリングタイロッドに加わる力を算出するため、セルフアライニングトルクをナックルアーム長で除した値をモデル上の軸力とした。次式にセルフアライニングトルクと軸力を、それぞれ示す。ただし、本研究ではステアリングタイロッドに加わる力は左右均等と仮定した。また、シミュレータに搭載した車両モデルにおける操舵系は剛体とした。

$$T_{sat} = 2nF_f \quad (10)$$

$$F = \frac{2n}{l_n} F_f \quad (11)$$

#### 4. 実車試験による車両モデルの検証

前章のモデルがシミュレータにおいて模擬対象とする軸力を再現可能か検証した。シミュレータと同様のステアリングシステムを搭載した実車を用いて操舵角入力に対する軸力および車両挙動の周波数応答を取得し、モデル出力との比較によりその有効性を検証した。

実験条件は、乾燥アスファルト路面を20km/h、40km/h、60km/h、および80km/hで走行中、ドライバーが振幅約60degの正弦波状操舵を行い、各状態量を計測した。左右のステアリングタイロッドに設置したロードセルにより計測した力の和を取り、その値を実車における軸力とした。

計測データから、操舵角に対する各状態量のゲイン、および位相をFFT解析により求めた。それらの値を実車試験時の操舵周波数ごとにプロットし、前章のモデルから得られる値と比較した。図4、図5、図6に操舵角に対するヨーレート、ロール角と軸力の周波数応答をそれぞれ示す。

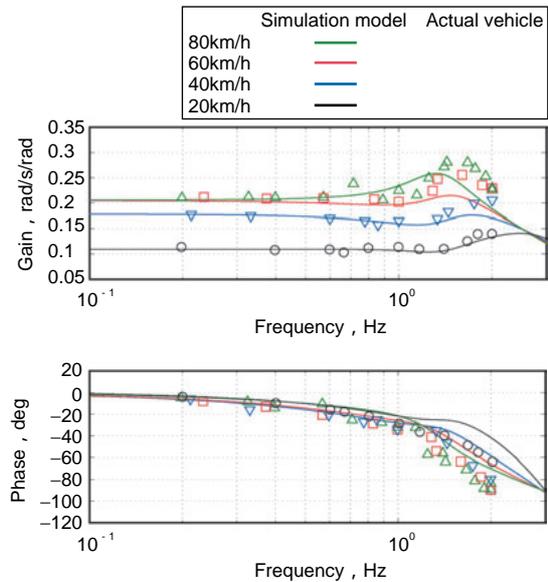


図4 操舵角に対する車両ヨーレート特性

Bode diagram of yaw rate response to steering wheel angle

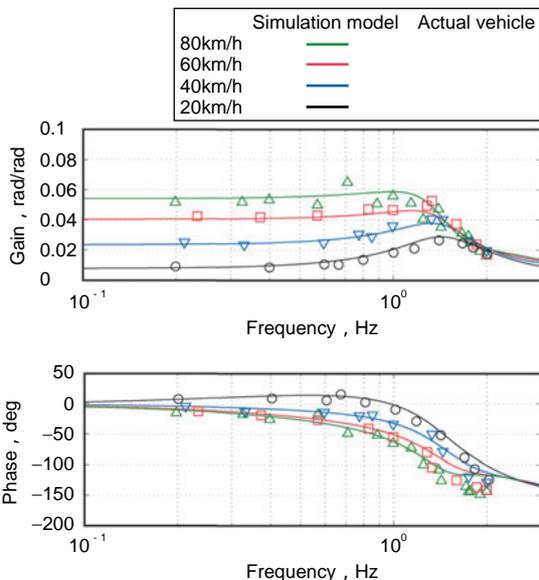


図5 操舵角に対する車両ロール角特性

Bode diagram of roll angle response to steering wheel angle

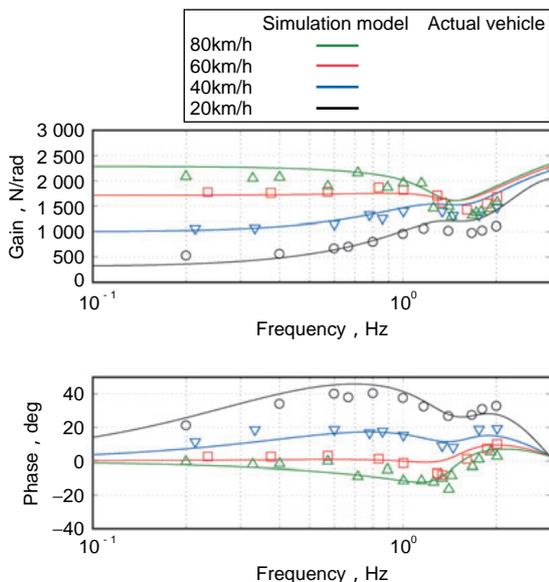


図6 操舵角に対する軸力特性

Bode diagram of force on tie rod response to steering wheel angle

これらの結果から、ヨーレイト、およびロール角に関しては実車試験結果に対して位相が若干進んでいるものの、1 Hz付近までの挙動がほぼ再現できているのに対し、軸力に関しては車体速度80km/h以上でのゲインが一致していなかった。このため、本研究では中速(40~60km/h)以下、かつ操舵周波数1 Hzまでの領域についてシミュレータによる軸力の再現を行い、実車試験との比較を実施することとした。

急操舵時などのシミュレーションを行うためには、高い周波数域でのモデル精度向上が必要となり、今後の検討課題とする。

## 5. 反力模擬システム

### 5.1 制御器設計

シミュレータでステアリングタイロッドに軸力を付加するため、反力発生装置として制御のしやすさと効率のよさから、図7に示すようにACサーボモータとボールねじを組み合わせた装置を製作した。反力模擬制御器は操舵角から車両モデルによって算出される目標軸力に応じたトルク指令をACサーボモータへ与えた。

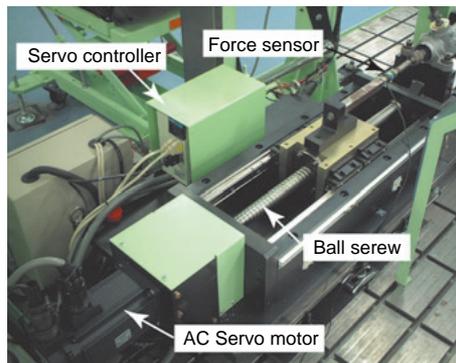


図7 反力模擬システム

Appearance of reaction force actuator

目標とする軸力をACサーボモータへ与えるために、目標軸力を与えるフィードフォワード制御に、トルク伝達系の摩擦などを補償するためのフィードバック補償を重畳させた制御ロジックを採用した。フィードバック補償器にはPI制御を用いた。このときの制御ブロックを図8に示す。

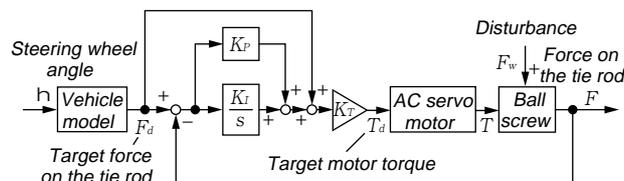


図8 操舵反力制御ロジック

Control system of reaction force generator

この制御ロジックを用いて反力発生装置を制御したところ、目標軸力に対するHILシミュレータ上での軸力の変化は図9のようになり、本シミュレータ上で目標軸力の再現が可能であることを確認した。

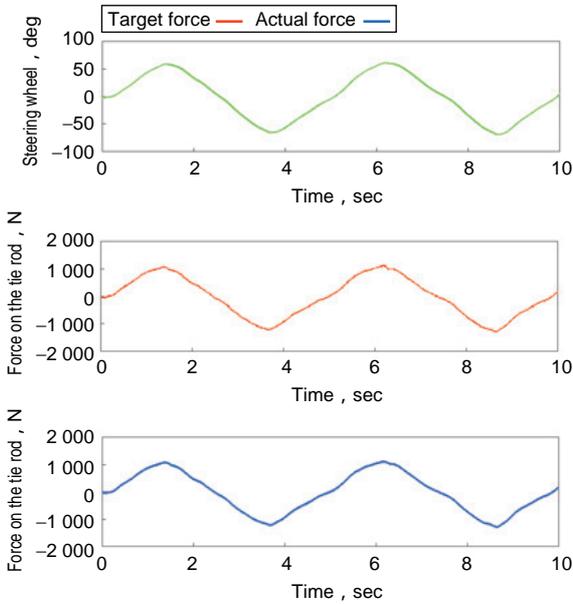


図9 HILシミュレータでの操舵反力特性  
Experimental result of the force on the tie rod in HIL Simulator (V=50km/h)

さらに、操舵角に対する軸力の応答性を検証するため、実車試験と同様の正弦波状の操舵角入力をHILシミュレータへ与えた。HILシミュレータで計測された軸力と、軸力目標値に相当するシミュレーションモデルからの出力を操舵角に対する軸力の周波数応答で比較した。なお、シミュレータでは走行速度を40km/h、60km/hの2段階に設定して行った。その結果を図10に示す。

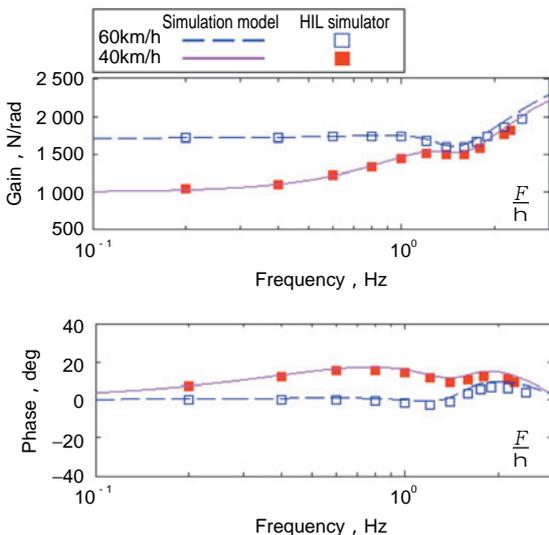


図10 操舵角に対する軸力特性の比較  
Bode diagram of force on the tie rod response to steering wheel angle

この図より、操舵角に対する軸力のゲイン、位相ともモデルとほぼ同じ出力が得られた。この結果より、本研究で検証する車速・操舵周波数領域での本アクチュエータ構成と制御ロジックの有効性を確認した。

## 5.2 操舵反力の再現性

次に運転者が実際に感じている操舵反力について検証した。操舵反力を検証するため、操舵感を表す指標である、操舵角に対する操舵トルクのリサージュ波形を用いて、実車試験とシミュレータ試験を比較し、本シミュレータの有効性について検証した。操舵角 - 操舵トルクのリサージュ波形はハンドル操作時の切り込み時の手応え感や波形の滑らかさなどからハンドル操作のしやすさも示すことができる。試験は40km/h、60km/hで走行中に、正弦波状の操舵角入力を与えた。シミュレータへは実車試験と同条件となるよう車速条件を設定した。シミュレータと実車試験の比較結果を図11、図12に示す。

これらの結果より、操舵感の一つである手応え感を表す指標とされる操舵角中立位置付近での操舵トルクヒステリシス<sup>8)</sup>が本シミュレータで再現できることを確認した。また、車速条件を変更した際のリサージュ波形の差異は速度に応じたアシスト特性の影響によると考えられる。

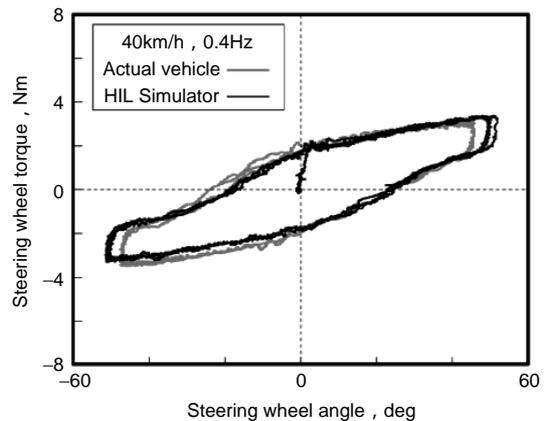


図11 操舵角に対する操舵トルクの関係 (車速40km/h)

Lissajou's figure of steering torque with respect to steering wheel angle (V=40km/h)

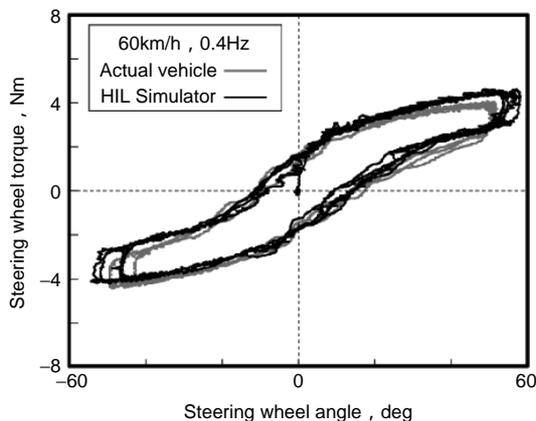


図12 操舵角に対する操舵トルクの関係 (車速60km/h)

Lissajou's figure of steering torque with respect to steering wheel angle ( $V=60\text{km/h}$ )

## 6. まとめ

本研究の目的は、ステアリングの効率的な評価をおこなうためのシミュレータの開発である。本シミュレータはステアリングシステム自体の評価を目的としたものであるため、ステアリング性能に影響を与えると考えられる機械的、電気的要素をシミュレータに搭載した。

さらに台上試験機での評価結果を実車試験により近づけるため、操舵反力の模擬を行うこととし、ステアリングタイロッドにかかる力である軸力の再現を行った。本研究では、等価二輪モデルにタイヤ横力の動特性と、ロール運動を導入し、車速40～60km/h、操舵周波数1Hz程度の領域について、ドライバの操舵入力に対する軸力特性を表現できるモデルを構築した。このモデルを搭載し、ACサーボモータを用いたアクチュエータにより実車相当の軸力を再現するHILシミュレータを構築した。また、シミュレータと実車試験の結果を比較し、ステアリングの機械系、制御系要素を含んだ操舵トルクの再現性を確認した。

今後、本シミュレータの特徴を活かし、本研究で明らかとなった課題の改善を行うことで、操舵感の評価・解析に活用していく。

## 記号

- $V$  車体速度
- $\gamma$  車両重心点の横滑り角
- $\delta$  ヨーレイト
- $\phi$  ロール角
- $m$  車体総質量
- $m_s$  バネ上質量
- $I$  ヨー慣性モーメント
- $I_r$  ロール慣性モーメント
- $C$  ロール等価粘性係数
- $K$  ロール剛性
- $l_f$  重心から前輪軸までの距離
- $l_r$  重心から後輪軸までの距離
- $h_s$  ロールセンタから重心までの距離
- $F_f$  前輪の横力
- $F_r$  後輪の横力
- $g$  重力加速度
- $C_f$  前輪のコーナリングステイフネス(一輪分)
- $C_r$  後輪のコーナリングステイフネス(一輪分)
- $k$  タイヤの横剛性
- $\delta_f$  前輪の横滑り角
- $\delta_r$  後輪の横滑り角
- $\delta_f$  前輪実舵角
- $\phi_f$  前輪のロールステア
- $\phi_r$  後輪のロールステア
- $T_{sat}$  セルフアライニングトルク
- $F$  軸力
- $T = T_c + T_n$  トレール( =  $T_c + T_n$  )
- $T_c$  キャスタトレール
- $T_n$  ニューマチックトレール

## 参考文献

- 1) 樋口健治：自動車技術史の辞典，朝倉書店，  
(1996) 279.
- 2) 中野史郎：自動車の操作系要素技術，自動車技術会シンポジウムテキストno. 04-04，  
(2004) 48.
- 3) M. Kawakoshi, M. Nagai：Modeling of Electric Power Steering for Enhancing Vehicle Handling and Stability, 1st, ACMD Conference, no. 02-202, (2002) 126.
- 4) 瀬川雅也，碓井智彦，中野史郎，小竹元基，永井正夫：自動車技術会論文集，vol. 36，no. 2 (2005) 136.
- 5) 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，  
(1992) 148.
- 6) 高野修一，永井正夫：自動車技術会学術講演前刷集，no. 38-02 (2002) 11.
- 7) 酒井秀男：タイヤ工学，グランプリ出版，  
(1987) 234.
- 8) 佐藤博文，原口哲之理，大沢 洋：自動車技術，vol. 44，no. 3 (1990) 52.

## 筆者



瀬川雅也\*  
M. SEGAWA



東 真康\*  
M. HIGASHI



中野史郎\*\*  
S. NAKANO



小竹元基\*\*\*  
M. SHINO



永井正夫\*\*\*\*  
M. NAGAI

\* 総合技術研究所 電子システム研究部

\*\* 総合技術研究所 電子システム研究部 工学博士

\*\*\* 東京大学 講師

\*\*\*\* 東京農工大学 教授